

**Gas turbine with direct steam injection has compressor unit supplied with steam, water from waste heat steam generator, or fresh water from outside**

Patent Number: DE19900026  
Publication date: 2000-07-06  
Inventor(s): FRUTSCHI HANS ULRICH (CH)  
Applicant(s): ASEA BROWN BOVERI (CH)  
Requested Patent: ☐ DE19900026  
Application Number: DE19991000026 19990102  
Priority Number(s): DE19991000026 19990102  
IPC Classification: F02C3/30; F02C7/12  
EC Classification: F02C3/30B, F01K21/04E, F02C6/00B, F02C7/143C  
Equivalents:

---

**Abstract**

---

The gas turbine consists of compressor, combustion chamber, turbine, and generator, and a waste heat steam generator supplied by the turbine exhaust. The compressor unit (1) is supplied with a steam volume and/or hot water volume (24) directly or indirectly diverted from the waste heat steam generator and/or a fresh water volume (25) supplied from outside. A coolant volume (22,23) is extracted from the compressor unit to cool the thermally located appliances of the gas turbine. A steam volume (20) is extracted from the waste heat steam generator and injected into the gas turbine downstream of the compressor unit.

---

Data supplied from the [esp@cenet](mailto:esp@cenet) database - 12

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 199 00 026 A 1**

⑤1 Int. Cl. 7:  
**F 02 C 3/30**  
F 02 C 7/12

②1 Aktenzeichen: 199 00 026.3  
②2 Anmeldetag: 2. 1. 1999  
④3 Offenlegungstag: 6. 7. 2000

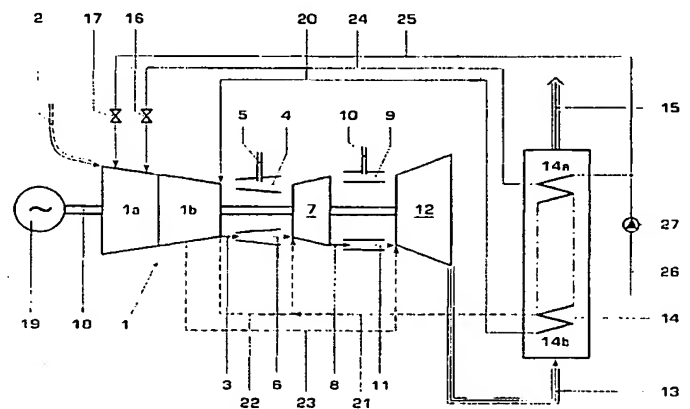
DE 199 00 026 A 1

⑦1 Anmelder:  
Asea Brown Boveri AG, Baden, Aargau, CH  
  
⑦4 Vertreter:  
Lück, G., Dipl.-Ing. Dr.rer.nat., Pat.-Anw., 79761  
Waldshut-Tiengen

⑦2 Erfinder:  
Frutschi, Hans Ulrich, Rinikon, CH  
  
⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
zu ziehende Druckschriften:  
DE-AS 12 39 888  
DE 196 54 472 A1  
DE 195 08 018 A1  
US 55 79 631 A  
US 53 49 810 A  
US 52 71 215 A  
EP 07 70 771 A1  
  
COUTANT, Jay G.: Water or Steam Injection in  
Gas Turbine Cycle Provides Unique Performance.  
In: Power Engineering, June 1959, Bd.63, Nr.6,  
S.93-95;

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

- ⑤4 Gasturbine mit Dampfeindüsung  
⑤7 Bei einer Gasturbine mit Dampfeindüsung, wobei die Gasturbine im wesentlichen aus einer Verdichtereinheit, aus mindestens einer Brennkammer, mindestens einer Turbine und einem Generator besteht, und wobei die Abgase aus der Turbine einen Abhitzedampferzeuger beaufschlagen, wird mindestens eine Heißwassermenge (24) aus dem Abhitzedampferzeuger (14) und mindestens eine Frischwassermenge (25) in die Verdichtereinheit (1) eingeleitet. Aus der Verdichtereinheit (1) an geeigneter Stelle hinsichtlich Druck und Temperatur wird mindestens eine Kühlluftmenge (22, 23) entnommen, welche zur Kühlung der thermisch belasteten Aggregate der Gasturbine eingesetzt wird.



DE 199 00 026 A 1

## Beschreibung

## Technisches Gebiet

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Gasturbine mit Dampfeinbläsung gemäss Oberbegriff des Anspruchs 1.

## Stand der Technik

Aus EP-0 770 771 A1 ist ein zwischengekühlter Verdichter im Zusammenhang mit einer offenen Gasturbine mit Abwärmerückgewinnung bekanntgeworden. Die aus dieser Druckschrift hervorgehende Schaltung besteht im wesentlichen aus einem axialdurchströmten, zweiteiligen Verdichter mit dazwischengeschalteten Kühler, einer Brennkammer, einer Turbine und einem Rekuperator. Der erste Verdichterteil ist mit einer Mehrzahl von Wassereinspritzungen versehen. Der zwischen den Verdichterteilen wirkende Kühler weist Mittel zur Wasserrekuperation auf, welche über eine Förderpumpe mit den Wassereinspritzungen verbunden sind. Dabei werden diese Wassereinspritzungen im Verdichter jeweils in der Ebene der Leitschaufeln angeordnet und sie erstrecken sich über der ganzen Höhe des durchströmten Verdichterkanals. Die Anlage wird dergestalt betrieben, dass über die Mehrzahl der Wassereinspritzungen jeweils soviel Wasser zugegeben wird, dass das entstehende Dampf/Luft-Gemisch während der Verdichtung die Wassersättigungslinie nicht unterschreitet, und dass im Endkühler die zwischenverdichtete Luft soweit hinuntergekühlt wird, dass zumindest annähernd alles eingespritzte Wasser auskondensiert und nach dessen Reinigung wiederum den Wassereinspritzungen zugeführt wird.

Diese Schaltung weist indessen keine befriedigende Wirkungsgradsteigerung, weil der im Verdichter erzeugte Dampf in der Turbine keine Arbeit leistet.

## Darstellung der Erfindung

Hier will die Erfindung Abhilfe schaffen. Der Erfindung, wie sie in den Ansprüchen gekennzeichnet ist, liegt die Aufgabe zugrunde bei einer Gasturbine der eingangs genannten Art deren Wirkungsgrad und spezifische Leistung kräftig zu steigern.

Die Grundschaltung der Gasturbogruppe eignet sich sowohl für eine einfach befeuerte Gasturbine als auch für eine solche mit sequentieller Verbrennung. Die wesentlichen Aspekte der Erfindung sind darin zu sehen, dass bei einer Gasturbine mit Dampfeinbläsung die Verdichteraustrittstemperatur gesenkt werden kann, ohne dass der Wirkungsgrad durch einen Kühlluftkühler verschlechtert wird. Im ersten Teil der Verdichtung wird eine Verdampfungskühlung durch eine dosierte Wassereinspritzung bewerkstelligt. Dabei halten sich der Rückgang an Verdichterleistungsbedarf und der Mehrbedarf an Brennstoff im Rahmen des Wirkungsgrades einer Gasturbine mit Dampfeinbläsung etwa die Waage. Für moderate Turbineneintrittstemperaturen von 1200-1300°C wird durch die Massnahme eine weitere Leistungserhöhung erzielt, ohne dass die Luftüberschusszahl in der Brennkammer zu niedrig wird. Allenfalls lässt sich durch eine Dampfbeimischung oder im Grenzfall durch reine Dampfkühlung mehr Brennluft über die Brenner führen.

Die erfindungsgemässe Schaltung kommt deshalb ohne einen Kühlluftkühler aus, weil die Temperatur der Luft im Verdichter tief bleibt, somit ist diese Luft unmittelbar für den Einsatz als Kühlmedium tauglich.

Vorteilhafte und zweckmässige Weiterbildungen der erfindungsgemässen Aufgabenlösung sind in den weiteren

Ansprüchen gekennzeichnet.

Im folgenden werden anhand der Zeichnungen Ausführungsbeispiele der Erfindung dargestellt und näher erläutert. Alle für das unmittelbare Verständnis der Erfindung nicht erforderlichen Elemente sind fortgelassen. Die Strömungsrichtung der Medien ist mit Pfeilen angegeben. Gleiche Elemente sind in den verschiedenen Figuren mit den gleichen Bezugszeichen versehen.

## Kurze Beschreibung der Zeichnungen

Es zeigt:

Fig. 1 eine Schaltung einer Gasturbine mit direkter Dampfeinbläsung.

Fig. 2 eine weitere Schaltung mit Hochdruckdampfeinbläsung und Gegendruckturbine.

Wege zur Ausführung der Erfindung, gewerbliche Verwendbarkeit

Fig. 1 zeigt eine Gasturbogruppe, welche mit einem Abhitzedampfzerzeuger 14 in Wirkverbindung steht, wobei der in diesem Abhitzedampfzerzeuger 14 bereitgestellte Dampf an geeigneter Stelle in die Gasturbogruppe eingeblasen wird. Die Gasturbogruppe als autonome Einheit besteht aus einem Verdichter 1, des weiteren aus einer dem Verdichter 1 nachgeschalteten ersten Brennkammer 4, einer dieser Brennkammer 4 nachgeschalteten ersten Turbine 7, einer dieser Turbine 7 nachgeschalteten zweiten Brennkammer 9 und einer dieser Brennkammer 9 nachgeschalteten zweiten Turbine 12. Die genannten Strömungsmaschinen 1, 7, 12 weisen eine einheitliche Rotorwelle 18 auf, welche durch eine nicht ersichtliche Kupplung mit der ebenfalls nicht ersichtlichen Welle eines Generators 19 gekoppelt ist. Diese Rotorwelle 18 ist vorzugsweise auf zwei nicht gezeigten Lagern gelagert, welche kopfseitig des Verdichters 1 und stromab der zweiten Turbine 12 plaziert sind. Die vorliegende Verdichterstufe ist zweigeteilt 1a, 1b, wobei hier auch der Einsatz eines radialen Verdichters möglich ist. Die angesaugte Luft 2 strömt nach deren Verdichtung vorzugsweise in ein nicht gezeigtes Gehäuse, das in sich den Verdichteraustritt und die erste Turbine 7 einschliesst. In diesem Gehäuse ist auch die erste Brennkammer 4 untergebracht, welche vorzugsweise als zusammenhängende Ringbrennkammer ausgebildet ist und worin die verdichtete Luft 3 einströmt. Die Ringbrennkammer 4 weist kopfseitig, auf den Umfang verteilt, eine Anzahl von nicht näher dargestellten Brennern auf, welche die Verbrennung aufrechterhalten. An sich können hier auch Diffusionsbrenner zum Einsatz gelangen. Im Sinne einer Reduzierung der Schadstoff-Emissionen, insbesondere was die NOx-Emissionen betrifft, und zur Steigerung des Wirkungsgrades ist es vorteilhaft, eine Anordnung von Vormischbrennern gemäss EP-0 321 809 B1 vorzusehen, wobei der Patentgegenstand aus dieser Druckschrift einen integrierenden Bestandteil dieser Beschreibung bildet; darüber hinaus gilt dies auch hinsichtlich der dort beschriebenen Art der Brennstoffzuführung 5, 10 und der Zusammensetzung der Verbrennungsluft, welche beispielsweise mit einem rückgeführten Rauchgas angereichert werden kann. Bezüglich Art der Zuführung und der Zusammensetzung der Verbrennungsluft gilt dies auch für die zweite Brennkammer 9. Was die Anordnung dieser Vormischbrenner in Umfangsrichtung der Ringbrennkammer 4 betrifft, so kann eine solche bei Bedarf von der üblichen Konfiguration gleicher Brenner abweichen, statt dessen können unterschiedlich grosse Vormischbrenner zum Einsatz kommen. Selbstverständlich kann die Ringbrennkammer 4 aus einer Anzahl einzelner autonomer rohrförmiger Brennräume be-

stehen, welche allenfalls schrägringförmig, bisweilen auch schraubenförmig, um die Rotorachse angeordnet sind. Diese Ringbrennkammer 4, unabhängig von ihrer Auslegung, wird und kann geometrisch so angeordnet werden, dass sie auf die Rotorlänge praktisch keinen Einfluss ausübt. Auf die daraus resultierenden Vorteile aus einer solchen Disposition, wird weiter unten näher eingegangen. Die Heissgase 6 aus dieser Ringbrennkammer 4 beaufschlagen die unmittelbar nachgeschaltete erste Turbine 7, deren kalorisch entspannende Wirkung auf die Heissgase 6 bewusst minimal gehalten wird, d. h. diese Turbine 7 wird demnach aus nicht mehr als eine bis zwei bis drei Laufschaufelreihen bestehen. Bei einer solchen Turbine 7 wird nötig sein, einen Druckausgleich an den Stirnflächen zwecks Stabilisierung des Axialschubes vorzusehen. Die in Turbine 7 teilentspannten heissen Abgase 8, welche unmittelbar in die zweite Brennkammer 9 strömen, weisen aus dargelegten Gründen eine recht hohe Temperatur auf, vorzugsweise ist sie betriebspezifisch so auszulegen, dass sie sicher noch um 1000°C beträgt. Diese zweite Brennkammer 9 hat im wesentlichen die Form eines zusammenhängenden ringförmigen axialen oder quasi-axialen Zylinders. Diese Brennkammer 9 kann selbstverständlich auch aus einer Anzahl axial, quasi-axial oder schraubenförmig angeordneter und in sich abgeschlossener Brennräume bestehen. Was die Konfiguration der ringförmigen, aus einem einzigen Brennraum bestehenden Brennkammer 9 betrifft, so sind in Umfangsrichtung dieses ringförmigen Zylinders mehrere Brennstoffanlagen disponiert, welche in der Fig. 1 mit der Pos. 10 versinnbildlicht sind, wobei sie selbstverständlich über eine nicht gezeigte Ringleitung miteinander verbunden sein können. Diese Brennkammer 9 weist an sich keinen herkömmlichen Brenner auf: Die Verbrennung des in die aus der Turbine 7 kommenden heissen Abgase 8 eingebläuten Brennstoffes 10 geschieht hierdurch Selbstzündung, soweit freilich die vorherrschende Temperatur der teilentspannten Gase 8 eine solche Betriebsart zulässt. Ausgehend davon, dass die Brennkammer 9 mit einem gasförmigen Brennstoff, also beispielsweise Erdgas, betrieben wird, muss für eine Selbstzündung eine Temperatur der heissen Abgase 8 aus der Turbine 7 um die 1000°C vorliegen, und dies selbstverständlich auch bei Teillastbetrieb, was für die Auslegung dieser Turbine 7 eine ursächliche Rolle spielt. Um die Betriebssicherheit und einen hohen Wirkungsgrad bei einer auf Selbstzündung ausgelegten Brennkammer zu gewährleisten, ist es eminent wichtig, dass die Flammenfront, ortsmässig stabil bleibt. Zu diesem Zweck werden in dieser Brennkammer 9, vorzugsweise an der Innen- und Aussenwand, in Umfangsrichtung disponiert, eine Reihe von in der Figur nicht gezeigten Wirbel-Generatoren vorgesehen, welche in axialer Richtung vorzugsweise stromauf der Brennstoffanlagen 10 platziert sind. Die Aufgabe dieser Wirbel-Generatoren besteht darin, Wirbel zu erzeugen, welche weiter stromab eine Rückströmzone, analog derjenige aus den Vormischbrennern in der Ringbrennkammer 4, induzieren. Da es sich bei dieser Brennkammer 9, aufgrund ihrer axialen Anordnung und ihrer Baulänge, um eine Hochgeschwindigkeitsbrennkammer handelt, deren mittlere Geschwindigkeit grösser ca. 60 m/s beträgt, müssen die wirbelerzeugenden Elemente entsprechend ausgebildet sein. Anströmungsseitig sollen diese vorzugsweise aus einer tetraederförmigen Form mit anströmungsschiefen Flächen bestehen. Diese wirbelerzeugenden Elemente können entweder an der Aussenfläche oder an der Innenfläche der Brennkammer 5 platziert sein, oder beiderorts wirken. Die schiefen Flächen zwischen den aussenliegenden und innenliegenden wirbelerzeugenden Elemente sind vorzugsweise spiegelbildlich angeordnet, dergestalt, dass im diesem Bereich an sich eine Verengung des Durch-

flussquerschnittes resultiert. Abströmungsseitig wird dann Brennstoff 10 in die Wirbel eingebläst, und weiter stromab findet eine Querschnittserweiterung mit einem Conda-Effekt statt. In diesem Bereich wirkt die Flammenfront mit der sich dort einstellenden Rückströmzone. Selbstverständlich können die wirbelerzeugenden Elemente auch axial zueinander verschoben sein. Die abströmungsseitige Fläche der wirbelerzeugenden Elemente ist im wesentlichen radial ausgebildet. Hinsichtlich der spezifischen Ausgestaltung der Wirbel-Generatoren wird auf die Druckschrift EP-O 619 133 A1 verwiesen, welche einen integrierenden Bestandteil dieser Beschreibung bildet. Die Selbstzündung in der Brennkammer 9 muss indessen auch in den transienten Lastbereichen sowie im Teillastbereich der Gasturbogruppe gesichert bleiben, d. h. es müssen allenfalls Hilfsvorkehrungen vorgesehen werden, welche die Selbstzündung in der Brennkammer 9 auch dann sicherstellen, wenn sich eine Flexion der Temperatur der heissen Abgase 8 im Bereich der Mündung des Brennstoffes 10 einstellen sollte. Durch die extrem kurze Baulänge dieser Brennkammer 9 ist die Verweilzeit des Brennstoffes im Bereich der heissen Flammenfront minimal. Eine unmittelbar verbrennungsspezifisch messbare Wirkung hieraus betrifft die NOx-Emissionen, welche eine Minimierung erfahren, dergestalt, dass sie nunmehr kein Thema mehr bilden. Diese Ausgangslage ermöglicht ferner, den Ort der Verbrennung klar zu definieren, was sich auf eine optimierte Kühlung der Strukturen dieser Brennkammer 9 niederschlägt. Die in der Brennkammer 9 aufbereiteten Heissgase 11 beaufschlagen anschliessend eine nachgeschaltete zweite Turbine 12. Die thermodynamischen Kennwerte der Gasturbogruppe können so ausgelegt werden, dass die Abgase 13 aus der zweiten Turbine 12 noch soviel kalorisches Potential aufweisen, um damit einen nachgeschalteten Abhitzedampferzeuger 14 zu betreiben, auch zur Erzeugung eines hochqualitativen Dampfes. Anschliessend strömen diese Abgase als Rauchgase 15 ab. Dieser Abhitzedampferzeuger 14 wird über eine Förderpumpe 27 fortlaufend mit Frischwasser 26 gespeist, wobei im Abhitzedampferzeuger 14 grundsätzlich mehrere Dampf- und Wasserqualitäten bereitgestellt werden können. Vorliegend wird hochdruckseitig 14b eine überhitzte Dampfmenge 20 entnommen, welche der Verdichtereinheit 1 beigemischt wird und vornehmlich der spezifischen Leistungssteigerung dient. Danebst wird vorzugsweise aus dem Economizer 14a eine Heisswassermenge 24, allenfalls Dampfmenge, entnommen, welche über ein Regelorgan 16 in den ersten Teil 1a der Verdichterstufe eingeleitet wird. Grundsätzlich lässt sich aus diesem Economizer 14a vorgewärmtes Wasser 24 zu jeder Druckstufe im Verdichter 1a und/oder 1b passender Temperatur entnehmen. Es ist auch möglich, dieses Wasser 24 dort in Abständen von mehreren Verdichterstufen einzudüsen. Dieses Wasser 24 kann dabei durch die Leitschaufeln des Verdichters geführt werden und durch radial verteilte Bohrungen oder Schlitze an der Hinterkante eingebläst werden. Wählt man eine direkte Einspritzung, so müssen die axialen Stufenabstände entsprechend bemessen sein. Stromauf dieser Mündung oder an anderer Stelle wird in denselben Verdichterteil 1a, ebenfalls über ein Regelorgan 17, eine Wassermenge 25 eingeleitet. So gesehen arbeitet der zweite Teil 1b der Verdichtereinheit 1 ohne innere Kühlung, wobei eine solche Schaltung nicht unabdingbar ist. Damit ist es möglich, jene optimierte Dampf- oder Wasserqualität an geeigneten Stellen in den Verdichter resp. stromauf oder stromab dieses Verdichters einzubringen. Die Lufttemperatur in diesem Verdichter, insbesondere im zweiten Teil 1b desselben, ist somit ideal geeignet, um als Kühlluft für die thermisch belasteten Komponenten der Gasturbogruppe zu dienen.

womit die hier beschriebene Schaltung ohne Einsatz eines K hlfl tk hlers auskommt. Die Kühlung der thermisch belasteten Aggregate der Gasturbogruppe wird durch die Leitungen 22 und 23 erstellt, dergestalt, dass je nach vorherrschendem Druck in den einzelnen zu kühlenden Aggregaten eine entsprechende Anzapfstelle im Verdichter vorgesehen wird. Dies geht aus der Zeichnung hervor, wo beispielsweise für die Kühlung der mit höherem Druck betriebenen ersten Turbine 7 eine K hlfl  22 höheren Druckes eingesetzt wird. Diese K hlfl  22 lässt sich dann wahlweise mit einer Dampfmenge 21 aus dem Abhitzedampferzeuger mischen. Fällt aus irgendeinem Grund die Kühlung durch Luft aus, so kann dieser Dampf 21 eingreifen. Die hier gezeigten K hlfl str nge 21, 22, 23 erheben nicht Anspruch auf Abschl sslichkeit, sie sind nur unter einem qualitativen Aspekt zu verstehen. Diese Kühlstränge können darüber hinaus, je nach Bedarf, in offenen oder geschlossenen K hlpf den gehalten werden. Beim offenen Kühlpfad ist es so, dass unmittelbar nach getaner Kühlvorgang die K hlfl  an geeigneter Stelle in den Kreislaufprozess der Gasturbogruppe eingeleitet wird. Bei einem geschlossenen Kühlpfad wird die K hlfl  sequentiell eingesetzt, wobei diese K hlfl  schliesslich auch an geeigneter Stelle in den Kreislauf eingeleitet wird.

Fig. 2 unterscheidet sich gegenüber Fig. 1 dadurch, dass die Gasturbogruppe mit einer Gegendruckturbine 28 gekoppelt ist, welche mit einer Dampfmenge 20 aus dem Economizer 14b betrieben wird, und welche unter anderen der Leistungssteigerung dient. Der hieraus abströmende Dampf 29 wird dann stromauf der ersten Brennkammer 4 an geeigneter Stelle in den Kreislauf eingeleitet. Von diesem Dampf 29 lässt sich stromauf seiner Einleitung in den Kreislaufprozess eine Dampfmenge abzweigen, welche in die K hlfl  22 eingemischt wird, im Sinne einer optimierten K hlfl bereitstellung, was Masse, Druck und Temperatur für die jeweils zu kühlenden Aggregate betrifft. Die restlichen K hlfl prozesse entsprechen den unter Fig. 1 bereits erläuterten Vorkehrungen und Vorgängen.

#### Bezugszeichenliste

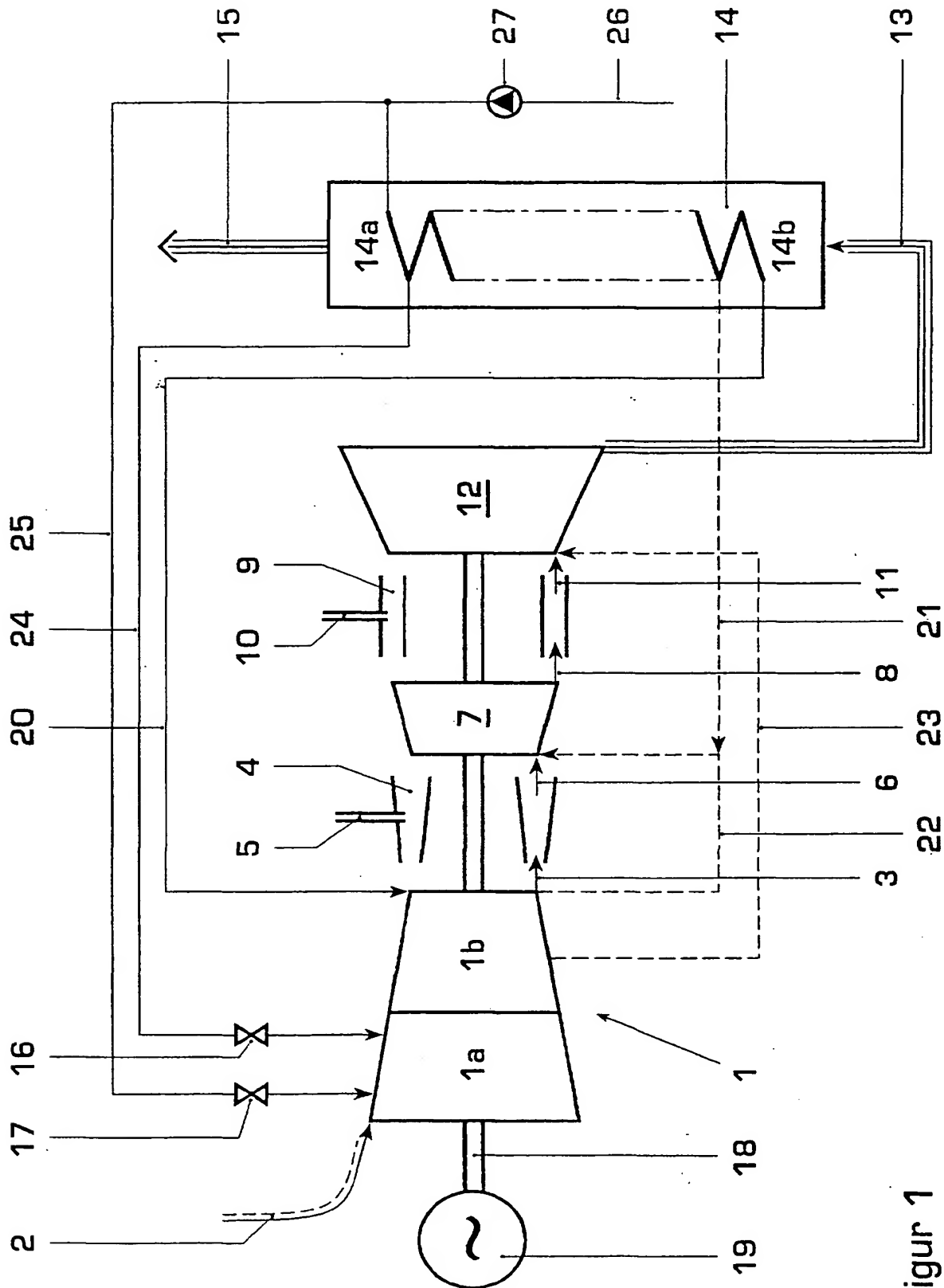
1 Verdichter	
1a Verdichterteil	
1b Verdichterteil	
2 Angesaugte Luft	
3 Verdichtete Luft	
4 Erste Brennkammer	
5 Brennstoff, Brennstoffzuführung, Brennstofflanze	
6 Heissgase	
7 Erste Turbine	
8 Teilentspannte Heissgase	
9 Zweite Brennkammer	
10 Brennstoff, Brennstoffzuführung, Brennstofflanze	
11 Heissgase	
12 Zweite Turbine	
13 Abgase	
14 Abhitzedampferzeuger	
14a Economizer	
14b Hochdruckstufe	
15 Rauchgase	
16 Regelorgan	
17 Regelorgan	
18 Welle	
19 Generator	
20 Überhitzer Dampf	
21 Dampfmenge zur Beimischung	
22 K�hlfl�	
23 K�hlfl�	

24 Heisswassermenge aus dem Economizer	
25 Wasser	
26 Frischwasser	
27 Förderpumpe	
28 Gegendruckturbine	
29 Dampf aus der Gegendruckturbine	
30 Abzweigung einer Dampfmenge aus 29	

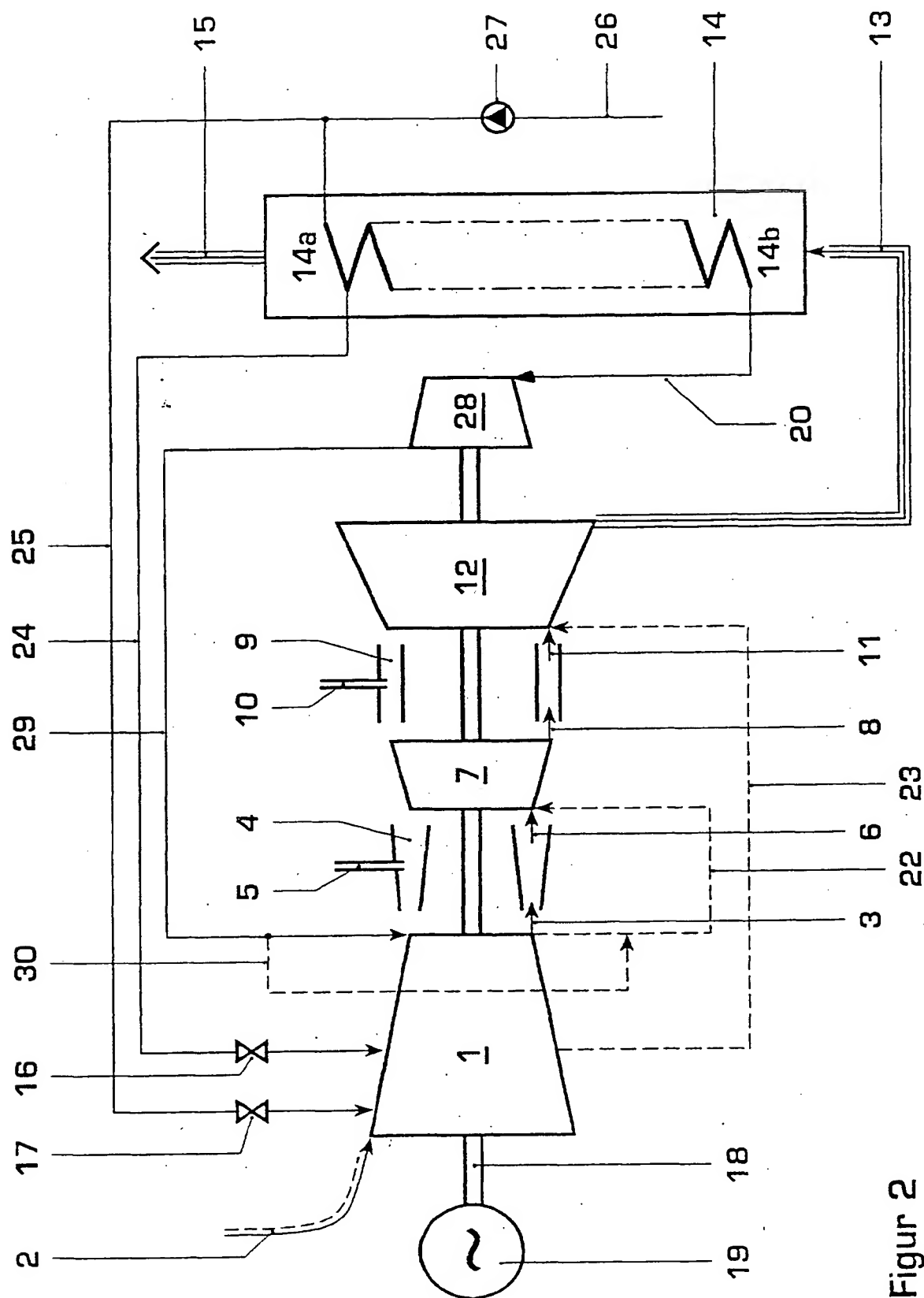
#### Patentansprüche

1. Gasturbine mit Dampfeindüsung, wobei die Gasturbine im wesentlichen aus einer Verdichtereinheit, aus mindestens einer Brennkammer, mindestens einer Turbine und einem Generator besteht, und wobei die Abgase - aus der Turbine einen Abhitzedampferzeuger beaufschlagen, **dadurch gekennzeichnet**, dass mindestens eine aus dem Abhitzedampferzeuger (14) mittelbar oder unmittelbar abgeleitete Dampfmenge und/oder Heisswassermenge (24), und/oder eine von aussen zugeleitete Frischwassermenge (25) in die Verdichtereinheit (1) einleitbar sind, und dass aus der Verdichtereinheit (1) an geeigneter Stelle hinsichtlich Druck und Temperatur mindestens eine K hlfl menge (22, 23) zur Kühlung der thermisch belasteten Aggregate der Gasturbine entnehmbar ist.
2. Gasturbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Verdichtereinheit (1) aus mindestens zwei Verdichterteilen (1a, 1b) besteht, und dass der zweite Verdichterteil (1b) in Strömungsrichtung ohne innere Kühlung arbeitet.
3. Gasturbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass eine Dampfmenge (20) aus dem Abhitzedampferzeuger (14) in den Kreislaufprozess der Gasturbine einleitbar ist.
4. Gasturbine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Dampfmenge (20) direkt stromab der Verdichtereinheit (1) eind sbar ist.
5. Gasturbine nach den Ansprüchen 1 und 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Dampfmenge (20) eine Gegendruckturbine (28) beaufschlägt, und anschliessend in den Kreislaufprozess der Gasturbine einleitbar ist.
6. Gasturbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass in einem zum Abhitzedampferzeuger (14) gehörigen Economizer (14a) vorgewärmtes Wasser (24) zu jeder Druckstufe in der Verdichtereinheit (1) passender Temperatur entnehmbar ist.
7. Gasturbine nach den Ansprüchen 1 und 6, dadurch gekennzeichnet, dass in einem zum Abhitzedampferzeuger (14) gehörigen Economizer (14a) vorgewärmtes Wasser (24) in Abständen von mehreren Verdichterstufen eind sbar ist.
8. Gasturbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass eine Dampfmenge (21, 30) der K hlfl  (22, 23) beimischbar ist.
9. Gasturbine nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Dampfmenge (21, 22) als Kühlmedium fungiert.
10. Gasturbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Gasturbine auf einer sequentiellen Befuerung aufgebaut ist.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen



Figur 1



## Figur 2